

# 公開実用 昭和 59— 76778

Laid-open No 76778/1984

⑨ 日本国特許庁 (JP)

意実用新案出願公開

⑫ 公開実用新案公報 (U)

昭59—76778

51 Int. Cl.<sup>3</sup>  
F 04 C 2 10

識別記号

庁内整理番号  
6965—3H

⑬ 公開 昭和59年(1984)5月24日

審査請求 未請求

(全 頁)

54 内接歯車ポンプ

業株式会社明石工場内

⑭ 考 案 者

大内和也

21 実 願 昭57—173321

柏市松葉町4—7—4

22 出 願 昭57(1982)11月16日

⑮ 出 願 人

日立粉末冶金株式会社

72 考 案 者 水田文雄

松戸市稔台520番地

明石市川崎町1番1号川崎重工

⑯ 出 願 人

川崎重工業株式会社

業株式会社明石工場内

神戸市中央区東川崎町3丁目1

73 考 案 者 井上浅夫

番1号

明石市川崎町1番1号川崎重工

⑰ 代 理 人

増淵邦彦

明 細 書

考 案 の 名 称 内 接 歯 車 ポンプ

実 用 新 案 登 録 請 求 の 範 囲

1 歯形を有する内部ローター1と、該内部ローターに噛み合う外部ローター2と、該外部ローターに外嵌させたケーシング3とからなる組合わせに係り、前記外部ローターとケーシングとの間にニードルベアリング等の転動体5を遊嵌させてなる内接歯車ポンプ。

考 案 の 詳 細 な 説 明

この考案は、機械効率等の改善された内接歯車ポンプに関するものである。

第1図および第2図は従来の一般的な内接歯車ポンプを示したものであって、インボリュート歯形1aまたはトロコイド歯形1bのいずれかを有する内部ローター1と外部ローター2とが噛み合い、この両者がケーシング3内に納められた構造になっている。

この形式の歯車ポンプにおいてその主要特性である容積効率、機械効率などの向上を図るために



は、各部材相互の摩擦による損失トルクを最少限に抑えることが必要であり、従来その対策として

① 容積効率が低下しない範囲内で、摺動面積を可能な限り少なくすること。

② 摺動対向面に最適クリアランスを形成させるために、流体圧を利用して不平衡圧力を減少させること。

③ 歯車の直径と全長（歯幅）との関係を、損失トルクの最も少ない寸法に設定すること。

などの対策が取られてきたが、これだけでは未だ十分なものではなかった。

そこで本考案は、外部ローター 2 とケーシング 3 との間にニードルベアリングなどの「転動体」を介在させ、滑り摩擦を転がり摩擦に変換させることによってこれを改善したものである。

以下、この考案をその実施例により説明する。第 3 図の実施例において 1 はトロコイド歯形 1a を用いた内部ローター、2 は該内部ローター 1 と偏心の状態でケーシング 3 内に組み込まれている外部ローターである。通常内部ローター 1 を駆動

側として回転させると、それと噛合する外部ロータ－2が同一方向に相対速度で回転する。図中の2点鎖線で示される4aと4bはケーシング3に設けられた吸込口と吐出口を表わし、また8は駆動軸である。

そして、外部ロータ－2とケーシング3との間にはニードルベアリング5が介在させてあって、両者は相対的に転がり運動をする関係にある。

また、内部ロータ－1の歯形にインボリュート歯形1bを用いた例を第4図に示す。この場合、外部ロータ－2とケーシング3の接触面に僅かな間隙6を設けて、外部ロータ－2の外周面に放射状に穿った受溝2aにニードルベアリングまたはこれに代わる針状コ口5aを遊嵌させてあって、この転動する針状コ口5aを介し外部ロータ－2の転がり運動が行なわれる。なお4aは吸込口、4bは吐出口である。7はケーシング3内に突設した半月状のガイド片で、この内側面は内部ロータ－2の歯先面に、外側面は外部ロータ－3の歯先面にそれぞれ滑り接触している。

つぎに、第 5 図はトロコイド型内接歯車ポンプ P を内蔵するポンプ装置一式を示す。概略的に、P は前記のポンプ部分、M はモーター部分、および 8 はポンプ部分 P とモーター部分 M を連結する駆動軸、C はこれら各部分を内蔵したハウジングケースである。その他各部材の詳述は省く。

第 6 図および第 7 図のグラフは、従来のポンプ（図中に黒点で表示）と、ニードルベアリングを装着した本考案に係るポンプ（白点で表示）とを使用油…シェルロース（ガソリン相当粘度）

油 温…20～25℃

揚 程…200 mm

の試験条件で比較した結果を示したものである。

この実験の結果、吐出圧  $P$  ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ ) に対する吐出量  $Q$  ( $\text{l}/\text{分}$ ) と定格電流  $I$  ( $\text{A}$ ) の各々の関係は、ニードルベアリング 5 を用いない従来のポンプと比較して、本考案に係るポンプの場合、吐出圧  $P$  の同圧点において吐出量  $Q$  は増大し、逆に負荷電流  $I$  は減少したことが明確に認められた（図の斜線部）。

即ち、ポンプ機械効率のうち次式で定義される  
ポンプ軸動力

$$L_s = 7500 \eta (PS) = PQ / 10200 (KW)$$

の低減、つまり摩擦トルクの低減により、PQ値  
(グラフの斜線部に相当)が45%~48%増大  
する結果が得られた。

このように、本考案は内接歯車ポンプのポンプ  
特性を著しく向上させ、実用上優れた効果を奏す  
ものである。

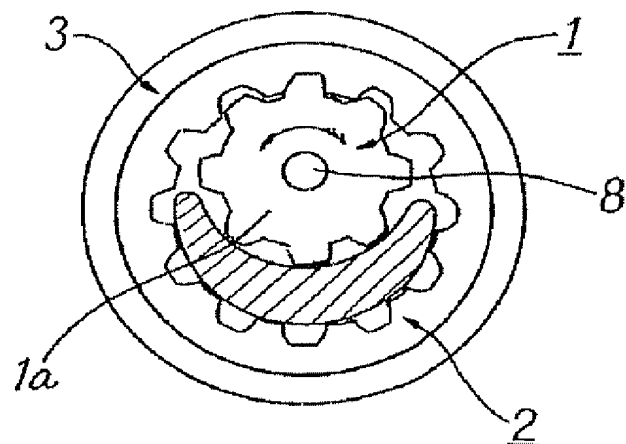
#### 図面の簡単な説明

第1図および第2図は通常の内接歯車ポンプを  
示す図面、第3図ないし第5図は本考案の実施例  
を示す図面、第6図および第7図はポンプ特性の  
試験結果を示すグラフである。

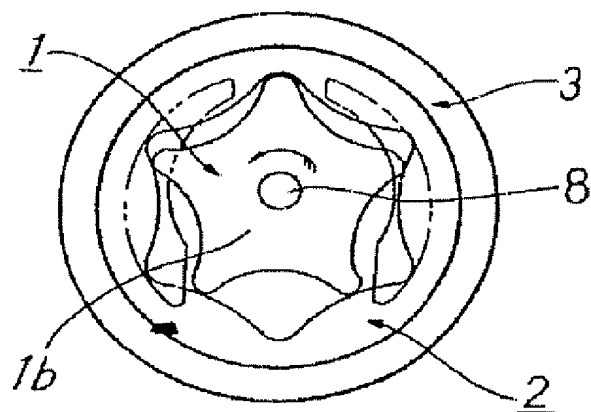
- |            |            |
|------------|------------|
| 1 … 内部ローター | 2 … 外部ローター |
| 3 … ケーシング  | 5 … ベアリング  |
| 8 … 駆動軸    |            |

代理人 増 淵 邦 彦

第1図



第2図

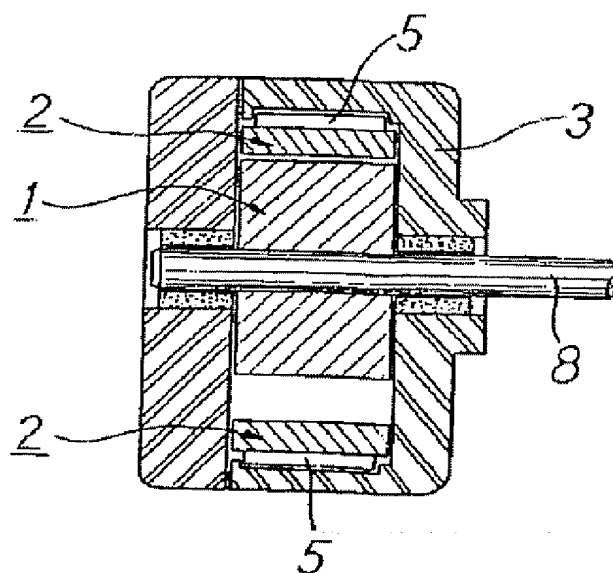
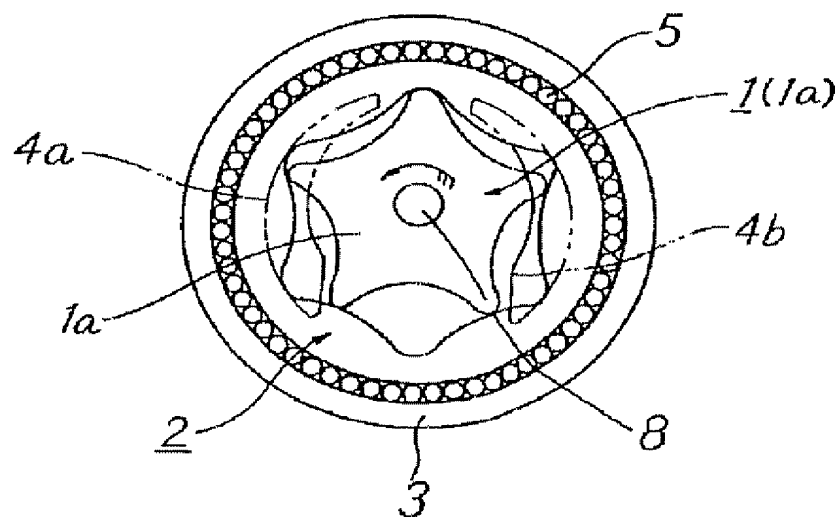


809

代理人 増 渕 邦 彦

15359-76778

第3図



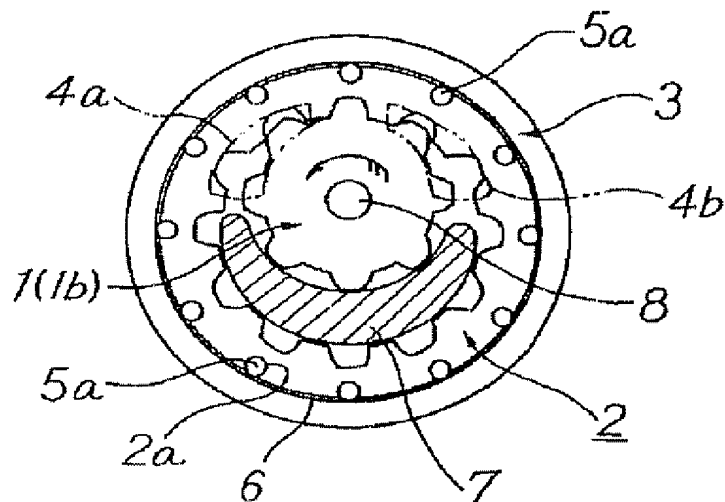
810

代理人 増 渕 邦 彦

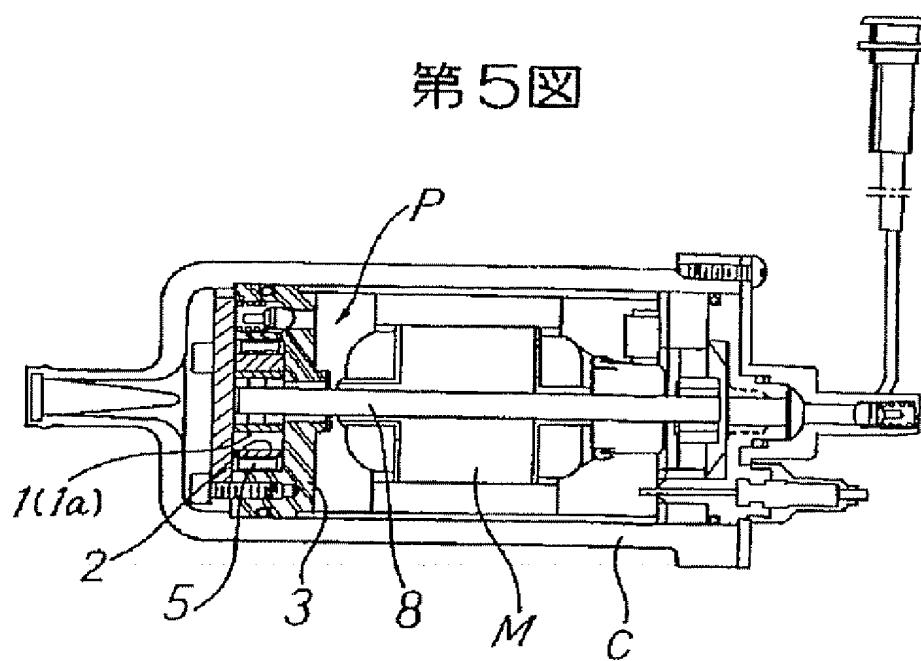
電話 15118



第 4 図



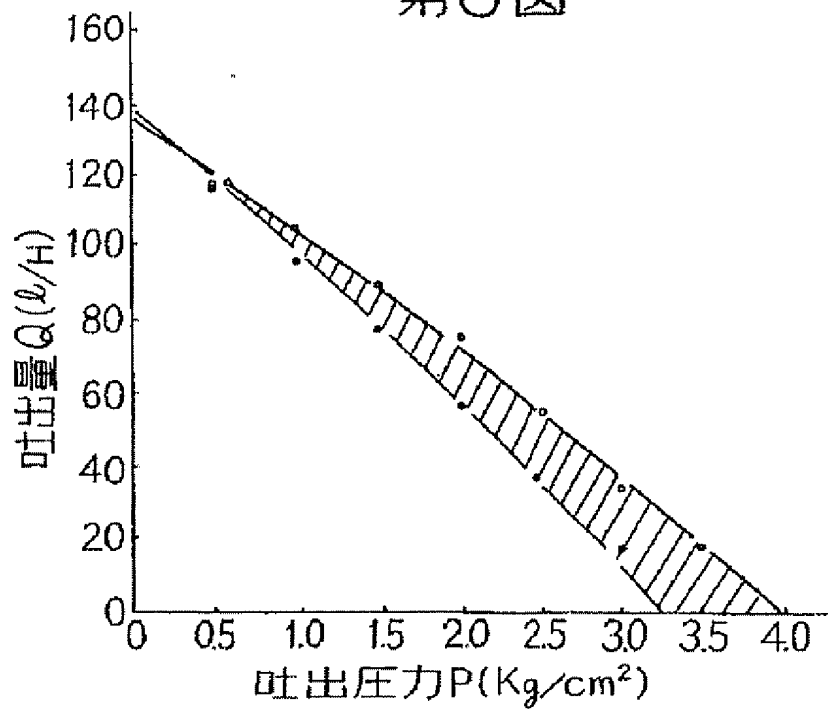
第 5 図



811

代理人 増 淵 邦 彦

第6図



第7図

